

**Список литературы.** 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. 1968. – 584с. 2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 3. Павлов А.И. Контактное взаимодействие выпуклой и вогнутой поверхностей в зубчатом зацеплении // Вестник Харьковского национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.10, т.2. – С.99-102.

Поступила в редколлегию 03.06.09

УДК 621.833

**В.А. ПАВЛОВ**, инженер ХНАДУ "ХАДИ"

# **ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЮТНОЙ ПЕРЕДАЧИ.**

Наведені результати розрахунків профіля зубців інструментальної рейки для виготовлення зубчастих коліс методом обкату.

Results of calculation of the racks structures for manufacturing cogwheels by a running method are resulted.

**Постановка вопроса.** Предлагаемое в работах [1-2] эволютное зацепление обладает рядом преимуществ по сравнению с существующими в промышленности. Однако внедрение в промышленности нового зацепления неоправданно затягивается.

**Цель работы** – спроектировать инструмент для изготовления зубьев передачи с эволютным зацеплением и предложить для внедрения его на производстве.

Вид инструмента для изготовления зубьев эволютной передачи зависит от выбранного метода зубообработки. Наиболее прогрессивным методом изготовления цилиндрических зубчатых колес является метод обкатки, а инструмент принимает форму червячной фрезы, размеры которой мало зависят от параметров передачи. Для изготовления конических зубчатых колес, например, с круговым зубом, применяется метод копирования. В этом случае инструмент имеет форму нарезаемого зуба.

Расчет профиля зуба инструментальной рейки производился путем решения дифференциального уравнения [1]

$$y'' = \frac{y'(1 + y'^2)}{ky'}, \quad (1)$$

а решение приведено в виде полинома (таблица 1)

$$y = a_1x + a_3x^3 + a_5x^5 + a_7x^7. \quad (2)$$

Таблица 1 – Коэффициенты полиномов приближенных решений

$\alpha^\circ$	$k$	$a_1$	$a_3$	$a_5$	$-a_7$
15	1	0,267949	0,685515	-0,023226	0,241045
	2		0,259779	0,0134558	0,0218818
	3		0,184264	0,0129465	0,0288067
	4		0,141111	0,0101687	0,0220939
	5		0,114641	0,008447	0,0179301
16	1	0,286745	0,686706	0,0022785	0,243746
	2		0,266753	0,0136584	0,0222346
	3		0,188454	0,0131191	0,029323
	4		0,144017	0,0102959	0,0223966
	5		0,116836	0,0085443	0,0181617
18	1	0,324919	0,690378	0,0120218	0,1967360
	2		0,281274	0,0140689	0,0229508
	3		0,197135	0,0134873	0,030111
	4		0,150039	0,0105609	0,0230285
	5		0,121391	0,0087487	0,0186493
20	1	0,36397	0,722135	-0,010492	0,136646
	2		0,296802	0,0144931	0,0236933
	3		0,206366	0,0138768	0,031043
	4		0,156443	0,0108450	0,0237076
	5		0,126246	0,0089702	0,0191787

Расчет параметров профиля зуба инструмента (червячной фрезы) для передачи с единичным модулем приведен в таблице 2. Величина бокового зазора принята 0,2 модуля передачи. Таким образом,  $h = m$ ,  $s_1 = 1,55m$ ,  $t_0 = \pi m$ .

Таблица 2 – Координаты исходного профиля эволютных зацеплений при  $k=2$

$X_i(k=2)$	$Y_i$			
	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=18^\circ$	$\alpha=16^\circ$	$\alpha=15^\circ$
0,1	0,0384	0,03386	0,03009	0,02821
0,2	0,0823	0,07429	0,06583	0,06191
0,3	0,1305	0,11849	0,10533	0,10188
0,4	0,1854	0,16228	0,15329	0,14342
0,5	0,2446	0,22288	0,20213	0,19044
0,6	0,3094	0,28213	0,2558	0,24216
0,7	0,3785	0,34420	0,31317	0,297816
0,8	0,4542	0,41379	0,37618	0,35658
0,9	0,5310	0,48527	0,44201	0,42086
1,0	0,6177	0,56426	0,51253	0,48824

Таблица 3 – Координаты исходного профиля эволютных зацеплений при  $k=3$ 

$X_i(k=3)$	$Y_i$			
	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=18^\circ$	$\alpha=16^\circ$	$\alpha=15^\circ$
0,1	0,03668	0,033699	0,0290	0,02821
0,2	0,07806	0,069749	0,06318	0,05956
0,3	0,12320	0,111285	0,10110	0,09404
0,4	0,17116	0,156740	0,14028	0,13244
0,5	0,22476	0,203762	0,18260	0,17241
0,6	0,27837	0,253918	0,22884	0,21630
0,7	0,33762	0,306426	0,27821	0,26254
0,8	0,39969	0,363636	0,33072	0,31191
0,9	0,46455	0,423981	0,38401	0,36364
1,0	0,53417	0,487461	0,44054	0,41849

Таблица 4 – Координаты исходного профиля эволютных зацеплений при  $k=4$ 

$X_i(k=4)$	$Y_i$			
	$\alpha=20^\circ$	$\alpha=18^\circ$	$\alpha=16^\circ$	$\alpha=15^\circ$
0,1	0,036834	0,032915	0,02878	0,0269
0,2	0,076802	0,068966	0,06113	0,0577
0,3	0,119906	0,108150	0,09395	0,09156
0,4	0,166144	0,150047	0,13558	0,1266
0,5	0,213166	0,194357	0,17319	0,1642
0,6	0,264890	0,240596	0,21552	0,2019
0,7	0,318182	0,288401	0,25940	0,2458
0,8	0,373824	0,33934	0,30564	0,2896
0,9	0,431035	0,392633	0,35345	0,3348
1,0	0,492947	0,448276	0,40439	0,3837

**Выводы.** По приведенным в таблицах значениям можно изготовить инструмент для нарезания зубьев эволютного зацепления методом обката. Выбор значения коэффициента разновидности определяется из неравенства [1]  $k \leq z \sin 2\alpha / 4$ .

**Список литературы:** 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 2. Павлов А.И. Контактное взаимодействие выпуклой и вогнутой поверхностей в зубчатом зацеплении // Вестник Харьковского национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.10, т.2. – С.99-102.

Поступила в редколлегию 03.06.09

**А.П. ПОПОВ**, д.т.н., зав. каф. МКМ НУК им. С.О. Макарова, г. Николаев  
**Ю.Н. КИПРЕЕВ**, к.т.н., профессор каф. МКМ НУК им. С.О. Макарова

## ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПО КОНТАКТНЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Виконано рішення контактної задачі стосовно зубчастих передач із профільне модифікованими зубами. Отримано рівняння контактних напружень і розмірів ділянки деформації. Установлено високу навантажувальну здатність зубчастої передачі, що розглядається.

The solution of contact problem conformably to toothed gearing with profile – modified tooth has been carried out. The equations of area deformation size have been obtained. High load capacity of mentioned gearing has been ascertained.

**Актуальность проблемы.** Повышение нагрузочной способности, срока службы, снижение весогабаритных показателей и улучшение виброакустических характеристик зубчатых передач является актуальной проблемой, успешное решение которой обеспечивает современный уровень редукторостроения. Указанная проблема является неразрывной составной частью всех научных программ и задач в любой отрасли машиностроения, выпускающей зубчатые передачи различного назначения.

**Анализ последних исследований.** Наиболее полно исследования по данной проблеме изложены в [1-8]. Указанные работы посвящены разработкам новых методов расчета и новых технических решений, направленных на кардинальное повышение эффективности зубчатых передач. Однако эти решения и разработки не задевают профильной модификации, которая выполнена одновременно не нескольких участках сопряженных пар зубьев. В связи с этим в данной работе впервые предпринята попытка решения указанной задачи.

**Цель работы** – разработка практического метода расчета напряжений и нагрузочной способности зубчатой передачи [5] с равнопрочным зацеплением эвольвентных зубьев по контактным напряжениям.

**Изложение основного материала.** Основой для решения вышеуказанной задачи является впервые разработанная и не имеющая аналогов методология теоретических исследований контактной прочности упруго кратких полупространств с начальным линейным или точечным касанием, ограниченных произвольными поверхностями [1].

Методология, в отличие от известных решений Герца и других авторов, базируется на установленной причинно-следственной связи между функциями контактных деформаций и напряжений, суть которой заключается в том, что функция контактных напряжений является отображением (следствие) функции контактных деформаций (причина).